

面向热机耦合特性分析的制动器摩擦特性模型

张立军, 刁 坤

(同济大学 汽车学院, 上海 201804)

摘要: 以通风盘式制动器为对象, 建立制动器热-机耦合有限元模型, 并建立实测摩擦系数、最大恒定摩擦系数、最小恒定摩擦系数和等效恒定摩擦系数 4 种摩擦特性模型, 进行紧急制动工况下制动器热-机耦合特性的仿真分析. 通过对比分析 4 种摩擦特性模型条件下的制动盘瞬态温度场、应力场以及热变形情况, 探讨了面向制动器热-机耦合特性分析的制动副摩擦系数特性的模型建立方法.

关键词: 盘式制动器; 热机耦合; 摩擦特性模型

中图分类号: U 463.51

文献标识码: A

Friction Modeling for Thermo-mechanical Coupling Characterization of Disc Brake

ZHANG Lijun, DIAO Kun

(College of Automotive Studies, Tongji University, Shanghai 201804, China)

Abstract: Finite element method (FEM) model of a ventilated disc brake was established to predict the thermo-mechanical dynamics under emergency braking condition. Four friction models, including original friction model acquired from test result, maximal constant friction coefficient model, minimum constant friction coefficient model, and equivalent constant friction coefficient model to original model, were used for the numerical simulation. The simulation results were compared and the applicability of the friction model was investigated based on the thermo-mechanical effect of disc brake.

Key words: disc brake; thermo-mechanical coupling effect; friction model

制动器热-机耦合动力学特性研究与分析是汽车制动器设计开发过程中不可或缺的重要内容^[1-2]. 前期研究在热-机耦合理论模型和有限单元模型的建立^[3-4], 以及实现热-机耦合计算研究方面

取得重要进展, 建立了温度场、应力场、热弹性变形分析方法^[5-7]. 但是, 前期所建立的制动器热-机耦合有限元模型在模拟制动主摩擦副摩擦特性(制动盘/制动块, 或者制动鼓/制动块之间)时, 从简化模型和方便计算的角度出发, 几乎都采用了恒定摩擦系数模型^[3-8]. 这与实际情况存在很大差别, 将会引起误差甚至错误的结论. 而且, 前期的研究中没有对恒定摩擦系数模型是如何建立的、该假设模型对于热-机耦合分析会产生如何的影响、在哪些方面可能会引起多大的误差等问题都没有进行研究及说明. 在此背景下, 本文以某内外侧壁厚不等的通风盘式制动器为例, 建立三维瞬态热-机耦合理论模型与有限元模型, 采用不同的摩擦特性假设模型进行仿真计算与对比分析, 探讨不同制动副摩擦特性模型对制动器热-机耦合特性计算结果的影响, 从而为面向热-机耦合分析的摩擦特性模型建立提供重要依据.

1 制动器热-机耦合模型

建立正确有效的通风盘式制动器热-机耦合动力学有限元模型是进行仿真与对比分析的基础. 本文基于 MSC.Marc 软件建立制动器瞬态热机耦合有限元模型, 并实现制动盘转动、制动副接触与摩擦生热以及制动副对流散热等工况.

1.1 通风盘式制动器

某轿车前通风盘式制动器结构包含 36 个通风槽, 周期角为 10°. 结构断面图见图 1: R_1 至 R_7 表示制动盘盘面的不同位置半径; 制动盘内侧盘面壁厚大于外侧盘面; 制动盘内侧盘面直接与盘毂相连.

1.2 制动器有限单元建模及边界条件设置

基于 MSC.Marc 软件, 建立通风盘式制动器热-机耦合有限元分析模型(图 2). 整体模型包括一个制动盘和一对摩擦衬片. 模型网格采用六面体八节点

收稿日期: 2010-09-18

第一作者: 张立军(1972—), 男, 教授, 工学博士, 主要研究方向为汽车振动噪声控制. E-mail: tjedu_zhanglijun@tongji.edu.cn

通讯作者: 刁 坤(1986—), 男, 博士生, 主要研究方向为汽车振动噪声控制. E-mail: godmarsdk@163.com

热-机耦合单元,单元总数 3 276,节点总数 6 520.

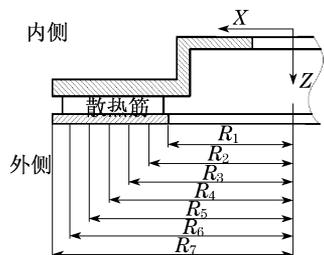


图1 通风盘式制动器断面示意图

Fig.1 Cross-section diagram of ventilated disc brake

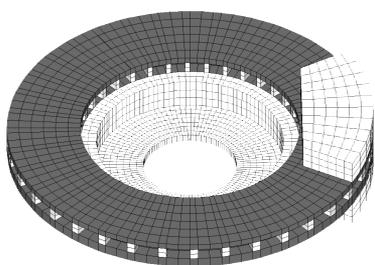


图2 通风盘式制动器有限元模型

Fig.2 Finite element model of ventilated disc brake

在边界条件的设置方面,考虑到制动块背板刚度远远大于摩擦衬片刚度,本文将制动块背板简化成为与摩擦衬片形状相同的刚性面,并通过控制节点施加集中载荷^[9](等效制动压力为 4.5 MPa);制动过程中制动盘转动,盘毂与轮毂相连,故约束盘毂面法向位移,并施加转速(制动盘初始角速度 1 180 $r \cdot \min^{-1}$,等效车速为 130 $\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$);摩擦衬片与周围环境的对流换热系数采用经验值,制动盘与周围环境的对流换热系数根据通风盘式制动器对流换热系数的经验公式^[9]获得.详细建模过程见文献[9].

1.3 摩擦系数特性模型

图3为通过制动器测功机台架试验测量得到的制动器摩擦系数—相对速度曲线^[10]以及3种恒定摩擦系数模型的示意图.显然,实测摩擦特性随着速度的变化呈现明显的速度负斜率特征.根据实测摩擦特性曲线,考虑到恒定摩擦特性简化为常数的需要,建立4种摩擦特性模型.

4种模型分别为:①实测摩擦系数特性模型,即根据实测摩擦系数—相对速度特性拟合得到摩擦系数—速度特性,即 $\mu_{\text{real}} = \mu(v)$;②最小恒定摩擦系数模型,即恒定摩擦系数选取最小摩擦系数 μ_{min} ;③最大恒定摩擦系数模型,即选取最大摩擦系数 μ_{max} ;④等效恒定摩擦系数模型,即选取等效摩擦系数 μ_{equiv} ,等效的含义是保证所选取的摩擦系数与实测摩擦特性具有相同的制动时间.

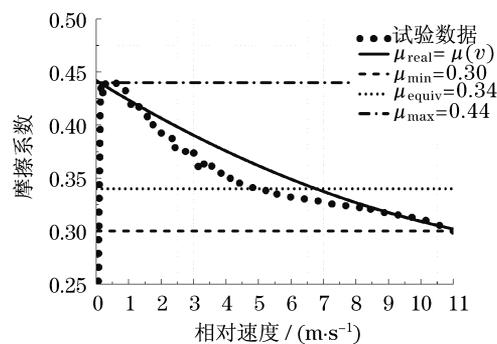


图3 制动器摩擦系数—相对速度曲线

Fig.3 Friction coefficient—relative velocity curve of the disc brake

根据汽车制动器动力学模型^[11],按照能量守恒的原理可以确定等效恒定摩擦系数:

$$J\dot{\omega}_{\text{real}} = PAR\mu_{\text{real}} \quad (1)$$

式中: J 为制动等效转动惯量; $\dot{\omega}_{\text{real}}$ 为实际摩擦特性条件下的角加速度; P 为制动压力; A 为等效制动作用面积; R 为等效摩擦半径.

$$J\dot{\omega}_{\text{equiv}} = PAR\mu_{\text{equiv}} \quad (2)$$

式中, $\dot{\omega}_{\text{equiv}}$ 为等效摩擦特性条件下的角加速度.

$$\omega_0 = \int_0^{T_B} \dot{\omega}_{\text{real}} dt = \int_0^{T_B} \dot{\omega}_{\text{equiv}} dt \quad (3)$$

式中: ω_0 为制动初始角速度; T_B 为制动时间.

由此确定4种用于制动器热-机耦合动力学分析的制动器摩擦特性模型分别为

$$\begin{cases} \mu_{\text{real}} = \mu(v) \\ \mu_{\text{min}} = 0.30 \\ \mu_{\text{equiv}} = 0.34 \\ \mu_{\text{max}} = 0.44 \end{cases} \quad (4)$$

为了方便后续分析对比,计算并绘制4种摩擦特性模型下的制动发热功率与制动能量的变化曲线.图4a为制动能量与功率的时间历程,由图可知:虽然不同的摩擦特性下的总摩擦能量(即制动能量)相同,但是能量变化率,即制动发热功率存在较大的差别.同时,3种恒定摩擦特性模型下的制动时间也不同,但 μ_{real} 模型的制动时间与 μ_{equiv} 模型相同.

定义制动历程 C ,是指制动瞬时速度与初始速度的差值和初始制动速度的比值.为符合工程意义取绝对值,且用百分数表示.即

$$\text{制动历程 } C = \frac{|\omega_i - \omega_0|}{\omega_0} \times 100\% \quad (5)$$

式中, ω_i 为制动瞬时角速度.

图4b为制动发热功率与制动能量随着制动历程的变化.由图可知:4种摩擦特性模型的制动能量

随着制动历程的变化完全相同,即任意制动历程时刻,制动能量相同,这符合能量守恒定理.但制动发热功率曲线不同:在制动初期, μ_{real} 模型制动发热功率较小,接近 μ_{min} 模型;在制动过程中, μ_{real} 模型制动发热功率减小较为缓慢;在制动后期, μ_{real} 模型的制动发热功率接近于 μ_{max} 模型.总体来看, μ_{real} 模型与 μ_{equiv} 模型的摩擦功率历程很接近.由于摩擦特性直接影响制动发热功率,从而将对制动器热-机耦合特性产生重要影响.

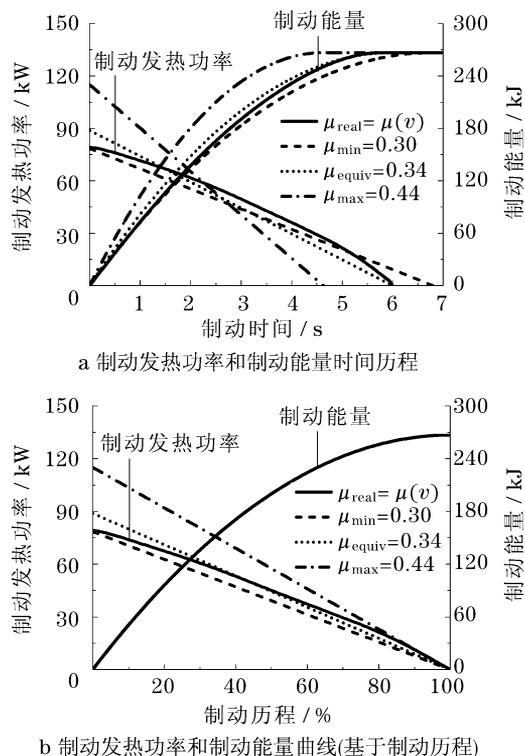


图 4 4种摩擦特性模型制动效能对比

Fig. 4 Braking performance comparison of the four friction models

2 仿真计算结果与对比分析

研究与分析发现,通风盘式制动器的外侧壁厚小于内侧,对摩擦发热更敏感^[9].因此,后续将分别建立4种不同摩擦特性假设条件下的热-机耦合动力学模型,仅以制动器外侧盘面温度场、应力场以及热弹性变形的分布及变化特性为指标,对比分析相同制动工况下摩擦系数对盘式制动器热-机耦合特性的影响.由于在同一制动历程时刻,4种摩擦特性模型制动能量相同.因此,本文选取50%制动历程时的仿真结果对制动盘瞬态温度场、应力场以及热弹性变形的三维分布进行分析;而选取25%和75%制

动历程时的仿真结果对其周向分布进行分析.

2.1 制动盘温度场特性

2.1.1 制动盘盘面温度三维分布

图5为50%制动历程时制动盘外侧盘面温度分布特性.由图可知:

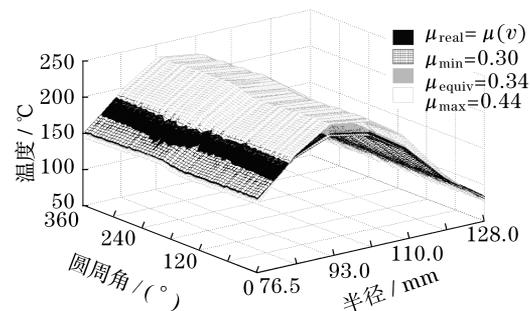


图 5 50%制动历程时制动盘外侧盘面温度分布

Fig. 5 Disc temperature distributions of 50% braking

4种摩擦特性模型在制动过程中,制动盘盘面温度场分布趋势基本一致.在径向分布上,制动盘面大半径和小半径处温度较低,盘面中心温度较高,温度最大值出现在 $R = 93 \text{ mm}$ (即 R_3)半径处,对应于摩擦工作区域;在周向分布上,温度在摩擦接触区呈现出明显的温升现象,而在非摩擦接触区,温度随着周向角度的增大缓慢下降.4种摩擦特性模型在50%制动历程时温度场分布差别较小.

2.1.2 制动盘盘面 R_4 半径处节点温升特性

图6为制动盘外侧盘面 R_4 半径处节点温升分布特性.由图可知:

(1)4种摩擦模型下的制动盘 R_4 半径处节点温升趋势项曲线的最高温度值 $T_{\text{max}}(\mu_{\text{max}}) > T_{\text{max}}(\mu_{\text{real}}) > T_{\text{max}}(\mu_{\text{equiv}}) > T_{\text{max}}(\mu_{\text{min}})$,但温度最大值较为接近,最大相对误差仅为6.1%.4种摩擦模型温升趋势项曲线温度达到最大值对应的时刻 $C(\mu_{\text{real}}) > C(\mu_{\text{max}}) > C(\mu_{\text{min}}) > C(\mu_{\text{equiv}})$,但相对差值非常接近,最大相对误差仅为3.9%.显然,摩擦特性模型会对温升趋势曲线产生影响,但误差不大.

(2)4种摩擦特性模型的温升曲线“锯齿”幅值对比发现, μ_{min} 、 μ_{equiv} 和 μ_{max} 模型温升曲线“锯齿”幅值随着摩擦系数的增大而增大; μ_{real} 模型受到摩擦特性曲线变化的影响,“锯齿”幅值随摩擦系数变化动态变化.制动初期, μ_{real} 模型“锯齿”幅值略大于 μ_{min} 模型,相对差值为-5.9%;随着制动的进行,其“锯齿”幅值增大,逐渐超过 μ_{equiv} 模型,相对差值为4.8%;在制动后期与 μ_{max} 模型的温度以及摩擦系数值都较为接近,但“锯齿”幅值相对误差依然较大,达到34.8%.

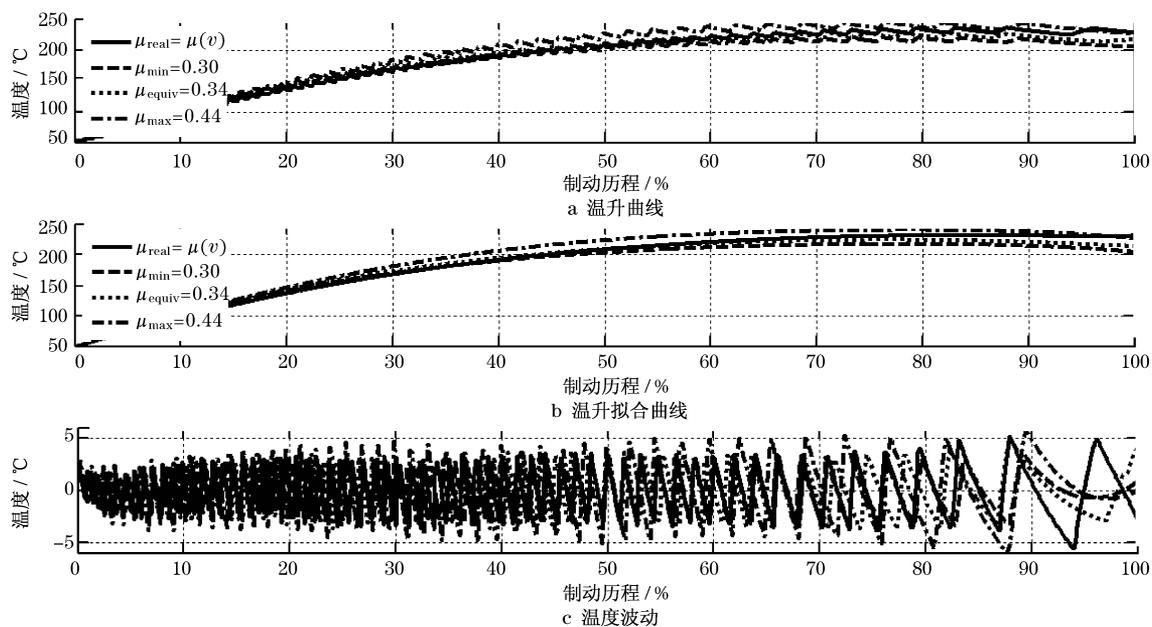


图 6 制动盘外侧盘面 R_4 半径处节点温升曲线

Fig.6 Temperature curve of the outer disc surface($r = R_4$)

2.1.3 制动盘盘面 R_4 半径温度周向分布特性

图 7 所示为制动盘外侧盘面 R_4 半径处温度周向分布情况. 由图 7 可知:

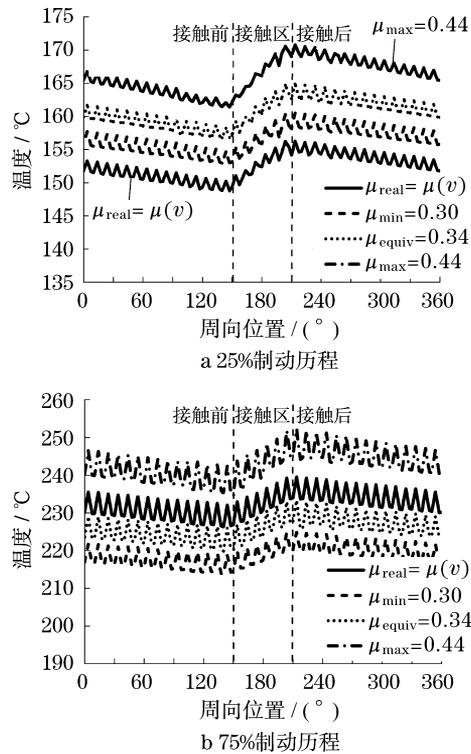


图 7 制动盘外侧盘面 R_4 半径处温度周向分布

Fig.7 Temperature distributions of the brake disc outer surface in circular orientation($r = R_4$)

(1) 4 种摩擦特性模型的温度周向分布都不均

匀,在摩擦片与制动盘的接触区存在明显的“加热”效应,而在非接触区,由于对流散热的影响而温度逐渐下降.同时,因为通风槽的效应而都存在周期性的周向温度波动.

(2) 对比不同制动历程时刻温度周向分布曲线发现:在 25%制动历程时刻, μ_{real} 模型温度最低;而在 75%历程时刻,其温度已高于 μ_{min} 和 μ_{equiv} 模型,并接近于 μ_{max} 模型.这与前节的温度历程相符.

2.2 制动盘法向应力分布特性

2.2.1 制动盘盘面 σ_z 三维分布

图 8 为 50%制动历程时制动盘外侧盘面 σ_z 分布特性. 由图可知:

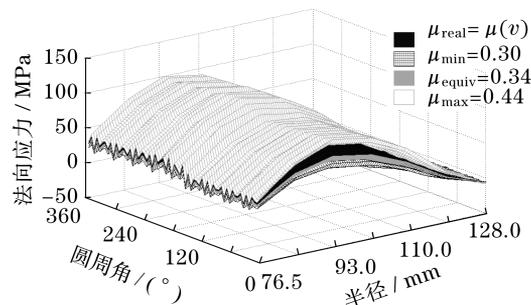


图 8 50%制动历程时制动盘盘面 σ_z 分布

Fig.8 Disc normal stress σ_z distribution of 50% braking

4 种摩擦特性模型在制动过程中,制动盘盘面 σ_z 都表现为压应力,且分布趋势分别在径向和周向都一致.在径向分布方面, σ_z 最大值向小半径方向转移,在 $R = 93$ mm(即 R_3)半径处达到最大值,与温度分布趋

势一致.在周向分布方面,制动盘外侧盘面 σ_z 在摩擦接触区呈现出明显的增大趋势,而在非接触区, σ_z 随着周向角度的增大缓慢减小.4种摩擦特性模型 50% 制动历程时应力场分布存在一定差别.

下面通过制动盘盘面 R_4 半径处节点 σ_z 变化曲线以及周向 σ_z 分布曲线,对 4 种摩擦特性模型进行具体对比分析.

2.2.2 制动盘盘面 R_4 半径处 σ_z 变化特性

图 9 为制动盘外侧盘面 σ_z 径向变化特性(图 9c 中图例同图 9a,9b,下同).由图知:

(1) 4 种摩擦特性模型制动盘 σ_z 具有制动初期增长较快,制动前中期达到最大值,制动后期逐渐减小的趋势.这是由于 σ_z 主要受温度梯度的影响所致.制动盘 R_4 处节点 σ_z 在制动 20%~30% 历程时刻达到最大值.

(2) 由 μ_{\min} , μ_{equiv} 和 μ_{\max} 三模型的 σ_z 分布对比: $\sigma_z(\mu_{\max}) > \sigma_z(\mu_{\text{equiv}}) > \sigma_z(\mu_{\min})$; μ_{real} 模型的 σ_z 在

制动初期最小,在 20% 和 40% 制动历程时刻分别超过 μ_{\min} 和 μ_{equiv} 模型,并在制动末期接近 μ_{\max} . σ_z 趋势项的最大值满足: $\sigma_{z\max}(\mu_{\max}) > \sigma_{z\max}(\mu_{\text{equiv}}) > \sigma_{z\max}(\mu_{\text{real}}) > \sigma_{z\max}(\mu_{\min})$,其中 μ_{real} , μ_{\min} 和 μ_{equiv} 三个模型的最大值较为 σ_z 接近,而 μ_{\max} 模型 $\sigma_{z\max}$ 较大,相对于 μ_{real} 模型的差值达到 27.3%;而应力达到最大值时对应的制动历程时刻也满足: $C(\mu_{\max}) > C(\mu_{\text{equiv}}) > C(\mu_{\text{real}}) > C(\mu_{\min})$.

(3) 4 种摩擦特性模型的 σ_z 在时间历程上都呈明显的“锯齿”状,且各模型的 σ_z 曲线“锯齿”都具有随着制动历程波动幅值不断增大的趋势.“锯齿”的产生主要是受到了盘面温度梯度变化的影响,而制动盘盘面温度梯度的变化直接受到温升曲线“锯齿”的影响.4 种摩擦特性模型的 σ_z “锯齿”幅值对比为: μ_{\min} , μ_{equiv} 和 μ_{\max} 三个模型的“锯齿”幅值随着摩擦系数增大而增大,而 μ_{real} 模型的“锯齿”幅值略大于 μ_{equiv} 模型,并逐渐接近 μ_{\max} 模型.

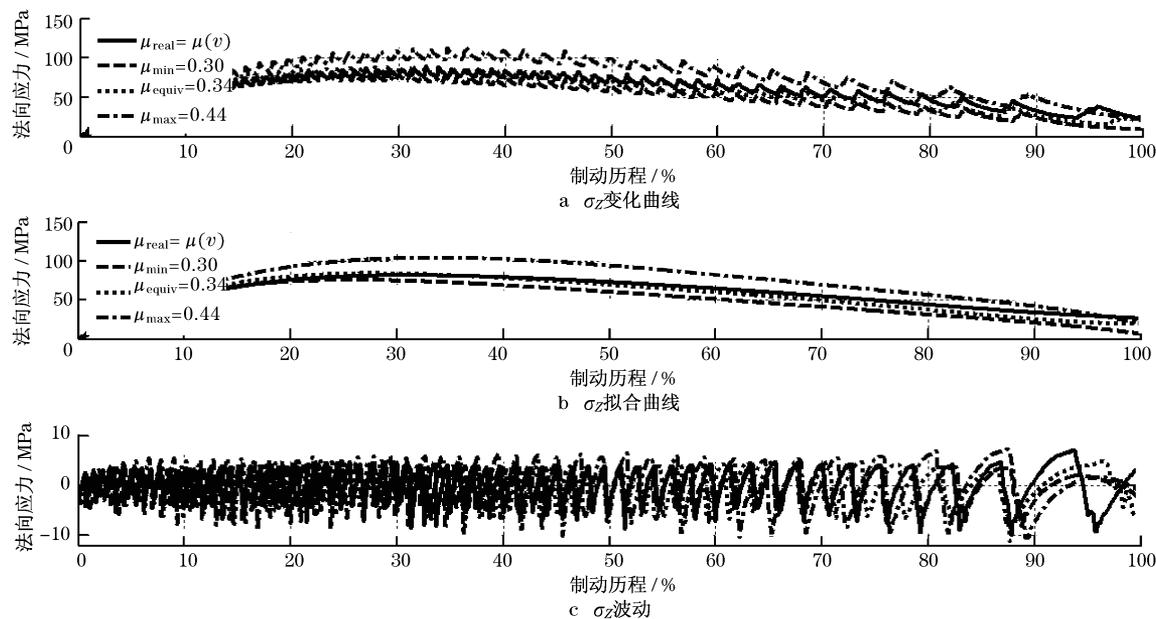


图 9 制动盘盘面 R_4 半径处节点 σ_z 变化特性

Fig.9 Normal stress curve of the disc surface($r = R_4$)

2.2.3 制动盘盘面 R_4 半径处 σ_z 周向分布

图 10 为 σ_z 的周向分布对比情况.由图知:

(1) 4 种摩擦特性模型的 σ_z 分布在周向分布存在不均匀,且在摩擦片与制动盘接触区和非接触区存在明显的应力变化,最大差值约 15 MPa.这是由于在接触区存在明显的“加热”过程以及在非接触区的对流散热的影响.4 个模型的制动盘盘面的 σ_z 周向分布都存在周期的波动,这主要是受到温度周向分布的影响.

(2) 在制动初期, μ_{real} 模型的 σ_z 略小于 μ_{equiv} 模

型;而在制动后期,其 σ_z 值已超过 μ_{equiv} 模型.

2.3 制动盘热弹性变形分布特性

2.3.1 制动盘盘面热弹性变形分布

图 11 为制动 50% 历程时制动盘外侧盘面法向位移分布特性.由图可知:4 种摩擦特性模型在制动过程中,制动盘法向位移分布趋势分别在径向和周向都基本一致,且在数值上也非常接近.

2.3.2 制动盘盘面热弹性变形变化特性

图 12 为制动盘外侧盘面 R_7 半径处节点法向位

移变化特性.由图可知:

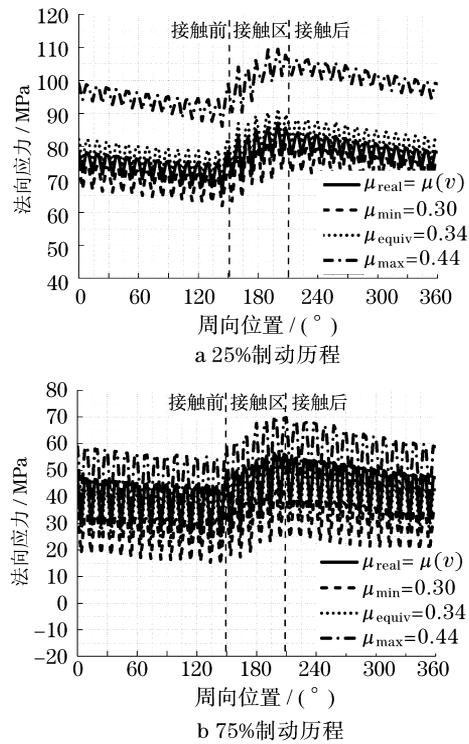


图 10 制动盘外侧盘面 R_4 半径处 σ_z 周向分布
Fig.10 Normal stress σ_z distributions of the brake disc outer surface in circular orientation($r = R_4$)

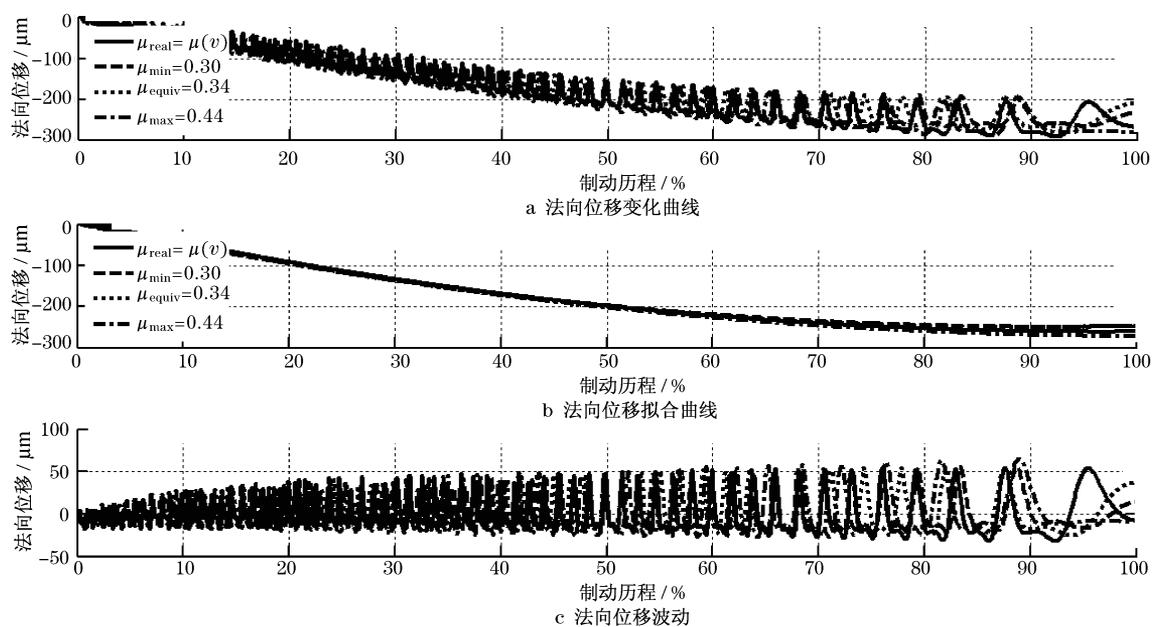


图 12 制动盘外侧盘面 R_7 半径处节点法向位移变化

Fig.12 Normal displacement of the brake disc outer surface($r = R_7$)

(3) 由于制动背板边界条件刚性面设置对制动盘法向位移“锯齿”幅值的影响远大于摩擦接触区“加热”的影响.而在 4 种摩擦特性模型上施加制动压力相同,使得制动背板的刚性面设置对 4 种摩擦

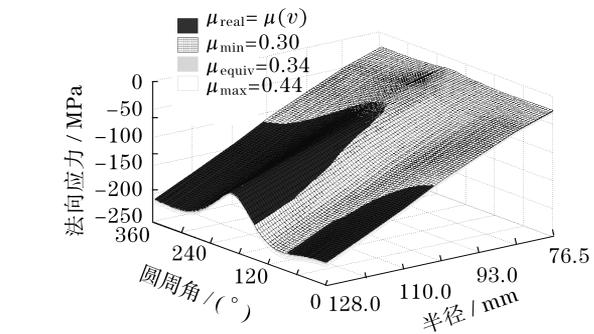


图 11 50%制动历程时制动盘外侧盘面法向位移分布
Fig.11 Normal displacement distribution of the brake disc outer surface of 50% braking

(1) 制动盘法向位移变化具有制动初期增长速度快、后期逐渐趋于饱和并达最大值的趋势.制动盘法向位移变化在制动历程上呈现明显的“锯齿”现象,且随着时间推移逐渐加剧,此特征主要受到摩擦接触区“加热”及制动背板边界条件刚性面的叠加影响^[9].

(2) 在前 60%制动历程时,4 种摩擦特性模型法向位移趋势曲线基本相同,在制动后期略有区别.法向位移最大值对比: $\delta_{\max}(\mu_{\max}) > \delta_{\max}(\mu_{\text{real}}) > \delta_{\max}(\mu_{\text{equiv}}) > \delta_{\max}(\mu_{\min})$,但差值很小.

特性模型的盘面法向位移影响相同.因此,法向位移变化曲线“锯齿”幅值差别不大.

2.3.3 制动盘厚度变化

制动过程受到热-机耦合作用的影响,制动盘的

厚度也发生变化(图 13). 将制动盘内、外侧盘面 R_4 半径处周向对称点的法向位移相减得到制动盘厚度.

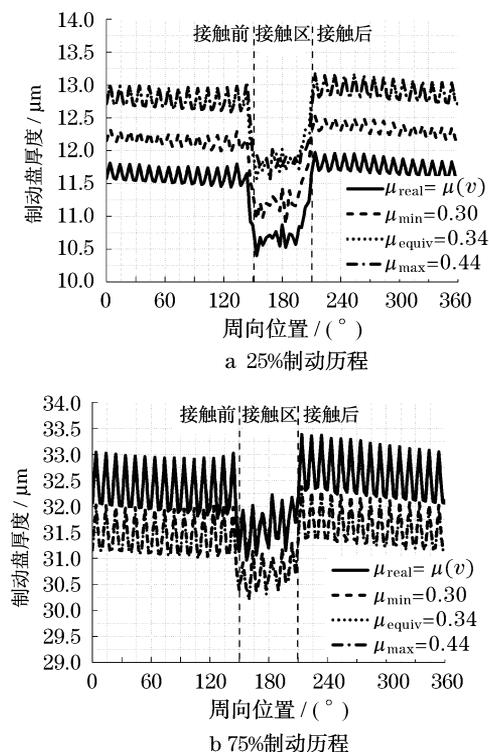


图 13 制动盘 R_4 半径处厚度变化

Fig. 13 Thickness variation of the brake disc outer surface in circular orientation ($r = R_4$)

(1) 4 种摩擦特性模型的制动盘厚度在 R_4 半径处的周向分布表现出不均匀性, 在接触区明显减小, 这是摩擦片对制动盘的挤压而产生的. 制动盘 R_4 半径处厚度周向分布都存在着周期性的微小波动, 这是受到周向温度分布波动的影响.

(2) 在 25% 制动历程时刻, μ_{real} 模型制动盘厚度最小; 而在 75% 制动历程时刻, μ_{real} 模型的制动盘厚度最大, 接近于 μ_{max} 模型.

3 结论

根据温度场、应力场以及制动盘热变形的对比分析结果, 针对摩擦特性的模型主要得到以下结论:

(1) 若热-机耦合仿真分析的目的仅在于温度场、应力场和热弹性变形的分布、变化趋势以及最大值, 或者为了定性验证“锯齿”波动和制动盘翘曲现象, 则可采用恒定摩擦系数模型, 并建议选取等效恒定摩擦系数简化模型进行仿真, 则能够得到与实际摩擦特性非常接近的仿真结果;

(2) 若为了详细研究摩擦特性对温升、法向应力以及热弹性变形等的影响, 则应选取实际摩擦特

性模型进行仿真分析. 并且, 考虑到制动压力和摩擦系数对制动发热功率的等同影响机制, 则在较大的制动压力下更应选择实际摩擦特性模型进行仿真, 才能得到准确的仿真结果与结论.

参考文献:

- [1] 鲁道夫 L. 汽车制动系统的分析与设计[M]. 张蔚林, 陈名智译. 北京: 机械工业出版社, 1985.
Rudolf L. Analysis and design of automotive brake systems [M]. Translated by ZHANG Weilin, CHEN Mingzhi. Beijing: China Machine Press, 1985.
- [2] 王涛, 朱坚文. 摩擦制动器[M]. 广州: 华南理工大学出版社, 1992.
WANG Tao, ZHU Jianwen. Friction brake [M]. Guangzhou: South China University of Technology Press, 1992.
- [3] Amol A A. FE prediction of thermal performance and stresses in a disc brake system [C] // SAE 2006 Commercial Vehicle Engineering Congress & Exhibition. [S. 1]: SAE, 2006 - 01 - 3558.
- [4] Gao C H, Lin X Z. Transient temperature field analysis of a brake in a non-axisymmetric three-dimensional model [J]. Journal of Materials Processing Technology, 2002, 129: 513.
- [5] Zagrodzki. Analysis of thermomechanical phenomena in multi-disc clutches and brakes [J]. Wear, 1990, 140: 291.
- [6] 马保吉, 朱均. 盘式制动器接触界面压力分布研究 [J]. 汽车技术, 1998(11): 5.
MA Baoji, ZHU Jun. Study on the contact pressure distribution of a disc brake [J]. Automobile Technology, 1998(11): 5.
- [7] Kennedy T C, Plengsaard C, Harder R F. Transient heat partition factor for a sliding railcar wheel [J]. Wear, 2006, 265: 60.
- [8] 吕振华, 亓昌. 蹄-鼓式制动器热弹性耦合有限元分析 [J]. 机械强度, 2003, 25(4): 401.
LV Zhenhua, QI Chang. Finite element simulation of thermal-elastic coupling characteristics of automotive drum brake [J]. Journal of Mechanical Strength, 2003, 25(4): 401.
- [9] 孟德建, 张立军, 余卓平. 通风盘式制动器热-机耦合理论建模与有限元分析 [J]. 同济大学学报: 自然科学版, 2010, 38(6): 890.
MEND Dejian, ZHANG Lijun, YU Zhuoping. Theoretical modeling and FEA of thermo-mechanical coupling dynamics of ventilated disc brake [J]. Journal of Tongji University: Natural Science, 2010, 38(6): 890.
- [10] 张立军, 缪唯佳, 余卓平. 汽车盘式制动器摩擦-振动耦合特性试验研究 [J]. 摩擦学学报, 2008, 28(5): 480.
ZHANG Lijun, MIAO Weijia, YU Zhuoping. Experimental investigation into friction vibration coupling characteristics of vehicle disc brake [J]. Tribology, 2008, 28(5): 480.
- [11] 米奇克 M, 瓦伦托维茨 H. 汽车动力学 [M]. 第四版. 陈荫三, 余强译. 北京: 清华大学出版社, 2004.
Mitschke Manfred, Wallentowitz Henning. Dynamik der Kraftfahrzeuge [M]. 4th ed. Translated by CHEN Yinsan, YU Qiang. Beijing: Tsinghua University Press, 2004.